

Patent Number : DE4118237  
Publication date : 1991-12-12  
Inventor(s) : Heimerl Gerhard Dipl Ing (AT); Muhr Werner (AT);  
5 Simperl Johann (AT); Buergler Ludwig Dipl Ing  
(AT); Erlach Hans Dipl Ing (AT); Gill Denis Walter  
Dipl Ing (AT); Herzog Peter Dipl Ing Dr Techn  
(AT); Noraberg John Dipl Ing (AT); Ofner Josef  
Dipl Ing (AT); Rokita Ralf Dipl Ing (AT)  
Applicant(s) : AVL Verbrennungskraft Messtech (AT)

### Injection System for Internal Combustion Engines

#### Abstract

- 10 The invention relates to an injection system for internal  
combustion engines enabling a pre-injection phase and a  
subsequent main injection phase having a pumping piston,  
that is connected with a larger diameter working piston  
and a control valve that can connect the cylinder chamber  
15 of the working piston with a medium pressure system. In  
order to achieve a reduced exhaust gas and noise emission  
in all operating conditions, a device is provided that  
makes possible injection of fuel directly from the  
medium-pressure system.

Description

The invention relates to an injection system for internal combustion engines, which provides pre-injection and subsequent main injection with a pumping piston in  
5 contact with a larger diameter working piston and with a control valve that can connect the cylinder chamber of the working piston with a medium-pressure system.

Injection systems are well-known in which the injection pressure is produced by a hydraulic  
10 transmission system. The pumping piston has a smaller diameter than a working piston connected to it and which is charged with fuel which is provided by an external high-pressure pump and a pressure accumulator. The onset of injection is determined by a control valve that acts  
15 upon the cylinder chamber of the working piston. Because such injection systems are not actuated by a cam system, the manufacturer has substantially more freedom in the configuration of the cylinder head of the internal combustion engine.

20 With such systems it is also possible, to a certain degree, to have a pre-injection phase. In this instance the control valve is initially opened for a short span of time so that a small amount of fuel is injected under a relatively low pressure. The pre-injection phase is ended  
25 by the closing of the control valve. The re-opening of the control valve effects the main injection phase.

It has been shown that using such a system the pre-injection is quite feasible but the contaminant and noise

emissions of motors equipped with this injection system can be further improved.

The object of the present invention is to provide an injection system that makes possible a significant  
5 reduction of exhaust and noise emissions in motors by using a pre-injection phase.

According to the invention, such a system is provided that provides injection of fuel directly from the medium-pressure system. It has been recognized by the  
10 inventors that one of the drawbacks of the known injection systems is engendered by the decrease in pressure between the pre-injection phase and the main injection phase and the resulting interruption in the needle stroke. This decrease in pressure is caused by the  
15 fact that the control valve in the known injection system closes for only a very short time in the pre-injection phase and then opens again.

The fuel injection device according to the invention makes it possible, initially over a steep slope, to  
20 achieve the predetermined pre-injection pressure and over a further steep slope, without an intervening drop in pressure, to reach the main injection phase. In this fashion both the quantity of fuel to be injected and the exact start of the pre-injection phase and main injection  
25 phase can be determined.

There is in every motor condition; that is, for every combination of rotational speed and load there is a certain course of the optimal injection rates with which

the optimal efficiency of the motor and low contaminant and noise emissions are achieved for that motor. The course of such injection rates can be represented graphically, wherein the injected volume of fuel is plotted against the crank angle. Appreciable defining factors herein are the point in time of start of injection, point in time of the main injection phase, duration of the injection phase and the fuel volumes injected during the pre-injection phase and the main injection phase. The present invention now makes it possible to program these parameters substantially independent of each other. Consequently, using a control device that sets the respective optimal parameters, an optimal behavior can be achieved for each operating state of the internal combustion engine.

In a particular embodiment of the invention, the control valve is the device for injection of fuel from the medium-pressure system which has three switch positions and is preferably configured as a 4/3-way valve. The three positions of the valve correspond to the neutral position, the pre-injection phase and the main injection phase.

It is particularly advantageous if the control valve in its first position connects the cylinder chamber of the working piston with the leak oil system and the spring chamber with the medium-pressure system, that the control valve in its second position connects both the cylinder chamber of the working piston and the spring

chamber with the leak oil system and that the control valve in its third position connects the cylinder chamber of the working piston with the medium pressure system and the spring chamber with the leak oil system. In this  
5 fashion a particularly simple construction of the injection system is possible.

Preferably, the system for injection fuel from the medium-pressure system is configured as a further control valve that has a medium-pressure connection. It is  
10 naturally possible in order to provide a degree of adequacy, if it has three positions; namely, the neutral position, the pre-injection position and the main injection position. The required response times for fast-running motors are easiest to achieve in that two control valves are used.

15 According to a preferred variant embodiment of the invention the additional control valve connects in one position the cylinder chamber of a piston connected with the nozzle needle with a medium-pressure connection, whereby in contrast in the other position it brings that  
20 cylinder chamber into connection with the leak oil system. If the cylinder chamber of this piston is filled with fuel that is under the pressure provided by the fuel accumulator, then the nozzle needle is held in its closed position. Only when, through the connection of the  
25 cylinder chamber with the leak oil system, this force on

the needle is removed, can the storage pressure<sup>1</sup> on the pressure phase of the nozzle needle, open it.

A particularly simple variant embodiment of the invention is provided if the pressure space of the valve  
5 needle is continuously connected with a medium-pressure connection via a check valve. The check valve prevents a flowing out of fuel into the leak oil system during the main injection phase.

In the following the invention will be more  
10 completely described using the exemplary embodiments represented in the figures, wherein :

Fig. 1 represents an injection system according to the invention with its associate fuel supply;

Fig. 2 represents the injection system in the  
15 neutral position;

Fig. 3 at pre-injection;

Fig. 4 during the main injection phase;

Fig. 5 shows a diagram that indicates the opening  
of the magnetic valve, the needle stroke the and the  
20 injection pressure over the time axis for the injection system represented in Fig. 1 to 4;

---

<sup>1</sup> Translator's Note : DE "Speicherdruck" has been rendered here as the "storage pressure" as it occurs in Richtlinie Motorleistung von Kraftfahrzeugen of 16.12.1980, AB 31.12.1980 (L 375) and from EG-Wörterverzeichnis.

Fig. 6 shows a further variant embodiment of the invention.

The pump body 1 is fixedly connected with an injection nozzle 5 via a coupling nut 10. A pump piston 2 is axially displaceable arranged in the pump body 1, said pumping piston being in contact with a working piston 3 of larger diameter. The valve needle 6 is biased by a spring 8 acting upon the pressure member 7 in the direction of its closed position. For manufacturing technology reasons the components 9a and 9b are provided between the injection nozzle 5 and the pump body 1.

The control valve 13 and the additional control valve 14 are arranged lateral to the pump body 1. These control valves 13 and 14 are switched by current pulses using a control device (not shown). The control time pulses  $t_1$ ,  $t_2$  and  $t_3$  are accordingly determined in a predetermined fashion as a factor of the motor state. The control valves 13 and 14 are configured as magnetic valves. The control valve 13 has a low pressure connection 13a, a waste oil connection 13 b and a medium-pressure connection 13c. Analogous thereto, the additional control valve 14 has a low pressure connection 14a, a waste oil connection 14b and a medium-pressure connection 14c. The low pressure is provided via a pre-pump 15 that is connected with a pressure valve 16 which regulates the level of the pre-pressure. A choke 17 enables setting of a predetermined flow through rate through the low-pressure system. The fuel is supplied

from a tank 18. The medium pressure is provided using a high-pressure pump 26, that is connected with a fuel accumulator 27. A pressure regulator valve 28 enables setting the storage pressure.

5       The upper annular space 40 of the control valve 13 is in contact with the medium-pressure connection. The middle annular space 41 of the control valve 13 is in contact with the cylinder chamber 4 of the working piston 3 via the line 43. The lower annular space of the control  
10 valve 13 is connected with the low-pressure connection. In the neutral position the piston 44 of the control valve 13 is in its lower position so that the middle annular space 41 is in contact with the lower annular space 42. As a result the low pressure is applied also in  
15 the cylinder chamber 4 of the working piston 3 by way of the line 43.

      The upper annular space 30 of the additional control valve 14 is connected with the low pressure connection 14a. The working piston 3 is depressurized over the line  
20 45. The middle annular space 31 of the additional control valve 14 is connected over the line 36 with the spring chamber 20, which receives the spring. The lower annular space 32 of the additional control valve 14 is connected via the check valve 33 and the line 35 with the cylinder  
25 chamber 21 of the pumping piston 2. Moreover, said lower annular space 32 is in contact with the medium-pressure connection 14c of the additional control valve 14.



While in the neutral position, the piston 46 of the additional control valve 14 is in its lower position. As a result the middle annular space 31 is connected with the lower annular space 32. The storage pressure applied to the medium-pressure connection 14c continues now both over the line 35 in the cylinder chamber 21 and thus into the injection line 23, and via the line 36 into the spring chamber 20. The storage pressure applying to the back side of the valve needle holds it in the closed position.

The pre-injection phase is started by triggering the additional control valve 14. When this is done, the piston 46 goes into its upper position in which the upper annular space 30 is connected with the middle annular space 31. In this fashion, a direct connection between the spring chamber 20 and the low-pressure system is established via the line 36. The storage pressure applying in the pressure space 19 can now open the valve needle 6, whereby the fuel is injected into the combustion chamber. The safety valve 12 is always closed in normal operation of the injection system and prevents leakage of fuel out of the cylinder chamber 21.

The main injection phase is inaugurated by actuation of the control valve 13. The piston 44 of the control valve 13 thus goes into its upper position in which the upper annular space 40 is connected with the middle annular space 41. When this is done, the fuel, which is under storage pressure, goes by way of the line 43 into

the cylinder chamber 4 of the working piston. The latter can thus move downwards and pushes the pumping piston 2 in its advance. The fuel that is forced from the cylinder chamber 21 arrives in the compression chamber 19 by way of the injection line 23 and is further injected into the combustion chamber of the internal combustion engine. The check valve 33 prevents leakage of the fuel into the medium-pressure system.

The end of the injection phase is effected by closing of the control valve 13.

In Fig. 5 a diagram is represented that shows the course over time of the injection process. The beginning of the injection process is effected at time  $t_1$  by the opening of the additional control valve 14. The injection pressure  $p_e$  consequently increases up to the pre-injection level  $p_{vor}$ . This pre-injection pressure  $p_{vor}$  corresponds to the storage pressure. The slope of the increase  $F_1$  of the injection pressure  $p_e$  is independent of the engine rotational speed  $n$  of the engine.

Corresponding to the increase  $F_1$  of the injection pressure  $p_e$ , the needle stroke  $h$  attains its maximal level that is limited by a stop member.

At the time  $t_2$  the control valve opens so that the injection pressure  $p_e$  can again increase. The attainable maximal pressure  $p_{max}$  results essentially from the product of the storage pressure times the ratio of the cross-sectional area of the working piston. The slope of the increase  $F_2$  of the injection pressure  $p_e$  is also in this

instance independent of the rotational speed  $n$  of the engine. The needle stroke  $h$  does not change during the transition from the pre-injection phase to the main injection phase. At a random point in time during the  
5 main injection phase the additional control valve 14 opens. When this is done, the storage pressure is applied to the spring chamber 20 at time  $t_3$  when the control valve 13 closes and thus injection is ended. In this fashion, the closing of the needle 6 is supported and  
10 post-dripping of fuel is prevented.

In the variant embodiment of an injection system according to the invention represented in Fig. 6 the control valve 47 is configured as a 4/3-way valve. The entry connections 48a and 48b are connected with the leak  
15 oil system and / or with the medium-pressure system.

The output connection 49a is connected with the cylinder chamber 4 of the working piston 3 by way of the line 43. The output connection 49b is connected with the spring chamber 20 via the line 36. The position  
20 identified with 50a of the control valve 47 corresponds to the neutral position. The input connection 48a is in this situation in contact with the output connection 48b, whereby the cylinder chamber 4 of the working piston 3 is connected with the leak oil system. Analogous thereto the  
25 output connection 49b is connected by way of the input connection 48, whereby the spring chamber 20 is charged with medium pressure. As a result, the valve needle 6 is securely held in its closed position.

In the position identified with 50b of the control valve 47 the cylinder chamber 4 of the working piston 3 remains connected with the leak oil system so that the medium pressure in the injection line 23 can open the nozzle needle 6 and pre-injection is effected with the medium pressure applying on the pressure accumulator 27.

The symbol 50c identifies the position of the control valve 27 during the main injection phase. The spring chamber 20 remains connected with the leak oil system, while in contrast the cylinder chamber 4 of the working piston 3 is charged with storage pressure. As a result the working piston 3 can move downwards and carry the pumping piston 2 with it. In the cylinder chamber 21 the injection pressure builds up.

Springs are schematically indicated using 51a and 51b which make possible the function of the control valve 47. In this situation, this control valve 47 be so formed that by a relatively weak impulse initially a switching from the neutral position into the pre-injection phase position is effected against the resisting force of the spring 51b. By a stronger electrical impulse the common resistance of the springs 51a and 51b can be overcome and the main injection phase is achieved.

### Patent Claims

1. An injection system for internal combustion engines that provides a pre-injection phase and a main injection phase, with a pumping piston that is in contact with a  
5 larger-diameter working piston and having a control valve that can connect the cylinder chamber of the working piston with a medium-pressure connection, **characterized in that** a device is provided that makes possible the injection of fuel directly into the medium pressure  
10 system.

2. An injection system according to Claim 1, wherein the device for injecting fuel from the medium-pressure system is realized by the control valve (47) which has  
15 three positions and is preferably configured as a 4/3-way valve.

3. An injection system according to Claim 2, wherein the control valve (47) in its first position connects the  
20 cylinder chamber (4) of the working piston (3) with the leak oil system and the spring chamber (20) with the medium pressure system, wherein the control valve (47) in its second position connects both the cylinder chamber (4) of the working piston (3) and the spring chamber (2)  
25 with the leak oil system and, wherein the control valve (47) in its third position connects the cylinder chamber (4) of the working piston (3) with the medium pressure

system and the spring chamber (20) with the leak oil system.

4. An injection system according to Claim 1, wherein  
5 the device for injecting fuel from the medium pressure system is configured as an additional control valve (14) that has a medium-pressure connection (14c).
5. An injection system according to Claim 4, wherein  
10 the additional control valve (14) in one position connects the cylinder chamber of a piston connected with the nozzle needle (6) with the medium pressure connection (14c), wherein in contrast in another position it brings the cylinder chamber in contact with the leak oil system.
- 15
6. An injection system according to Claim 5, wherein the compression chamber (19) of the nozzle needle (6) is constantly connected by way of a check valve (33) with the medium pressure connection (14c).

20

---

In Addition 6 Pages of Drawings.

---



①9 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑫ **Offenl gungsschrift**  
⑩ **DE 41 18 237 A 1**

⑤1 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
F 02 M 45/02

②1 Aktenzeichen: P 41 18 237.5  
②2 Anmeldetag: 4. 6. 91  
③3 Offenlegungstag: 12. 12. 91

DE 41 18 237 A 1

③0 Unionspriorität: ③2 ③3 ③1

08.06.90 AT 1257/90

⑦1 Anmelder:

AVL Gesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen  
und Meßtechnik m.b.H. Prof. Dr. Dr.h.c. Hans List,  
Graz, AT

⑦4 Vertreter:

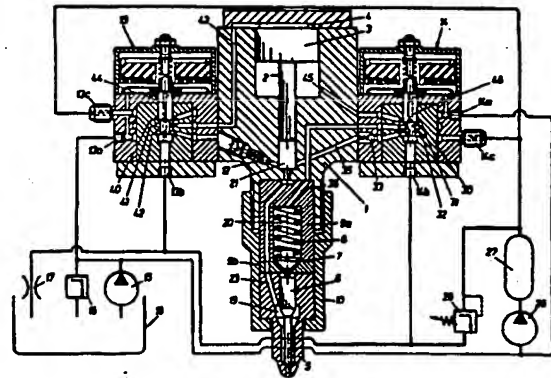
Katscher, H., Dipl.-Ing., Pat.-Anw., 6100 Darmstadt

⑦2 Erfinder:

Bürgler, Ludwig, Dipl.-Ing.; Erlach, Hans, Dipl.-Ing.,  
Graz, AT; Gill, Denis Walter, Dipl.-Ing., Hitzendorf,  
AT; Heimes, Gerhard, Dipl.-Ing.; Herzog, Peter,  
Dipl.-Ing. Dr.techn.; Muhr, Werner; Norberg, John,  
Dipl.-Ing.; Ofner, Josef, Dipl.-Ing.; Rokita, Ralf,  
Dipl.-Ing., Graz, AT; Simperl, Johann, Thal, AT

⑤4 Einspritzsystem für Brennkraftmaschinen

⑤7 Die Erfindung betrifft ein Einspritzsystem für Brennkraftmaschinen, das eine Voreinspritzung und eine anschließende Haupteinspritzung ermöglicht, mit einem Pumpenkolben, der mit einem Arbeitskolben größeren Durchmessers in Verbindung steht, und mit einem Steuerventil, das den Zylinderraum des Arbeitskolbens mit einem Mitteldruckanschluß verbinden kann. Um in allen Betriebszuständen der Brennkraftmaschine eine niedrige Abgas- und Geräuschemission zu erreichen, ist eine Einrichtung vorgesehen, die eine Einspritzung von Kraftstoff direkt aus dem Mitteldrucksystem ermöglicht.



DE 41 18 237 A 1

## Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein Einspritzsystem für Brennkraftmaschinen, das eine Voreinspritzung und eine anschließende Haupteinspritzung ermöglicht, mit einem Pumpenkolben, der mit einem Arbeitskolben größeren Durchmessers in Verbindung steht, und mit einem St uerventil, das den Zylinderraum des Arbeitskolbens mit einem Mitteldruckanschluß verbinden kann.

Es sind Einspritzsysteme bekannt, bei denen der Einspritzdruck durch eine hydraulische Übersetzung erzeugt wird. Der Pumpenkolben hat dabei einen kleineren Durchmesser als ein mit ihm in Verbindung stehender Arbeitskolben, welcher mit Kraftstoff beaufschlagt wird, der über eine externe Hochdruckpumpe und einen Druckspeicher bereitgestellt wird. Der Spritzbeginn wird durch ein Steuerventil festgelegt, das den Zylinderraum des Arbeitskolbens aufsteuert. Da solche Einspritzsysteme nicht von einem Nocken betätigt werden, sind dem Konstrukteur bei der Ausbildung des Zylinderkopfes der Brennkraftmaschine wesentlich mehr Freiheiten gegeben.

Es ist mit solchen Systemen auch möglich, in gewissem Umfang eine Voreinspritzung durchzuführen. Dabei wird zunächst das Steuerventil für eine kurze Zeitspanne geöffnet, so daß eine geringe Menge Kraftstoff unter einem relativ geringen Druck eingespritzt wird. Die Voreinspritzung wird durch das Schließen des Steuerventiles beendet. Das neuerliche Öffnen des Steuerventiles bewirkt die Haupteinspritzung.

Es hat sich herausgestellt, daß mit einem solchen System zwar die Voreinspritzung durchführbar ist, daß jedoch die Schadstoffemission und Geräuschemission der mit diesem Einspritzsystem ausgestatteten Motoren weiter verbessert werden kann.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Einspritzsystem zu schaffen, das mittels einer Voreinspritzung eine deutliche Reduktion der Abgas- und Geräuschemission von Motoren ermöglicht.

Erfindungsgemäß ist eine Einrichtung vorgesehen, die eine Einspritzung von Kraftstoff direkt aus dem Mitteldrucksystem ermöglicht. Es wurde von den Erfindern erkannt, daß einer der Nachteile der bekannten Einspritzsysteme auf dem zwischen Vor- und Haupteinspritzung stattfindendem Druckabfall und der daraus resultierenden Unterbrechung im Nadelhub beruht. Dieser Druckabfall wird dadurch verursacht, daß das Steuerventil beim bekannten Einspritzsystem für die Voreinspritzung nur sehr kurz schließt und wieder öffnet.

Die erfindungsgemäße Einrichtung zur Einspritzung von Kraftstoff ermöglicht es, zunächst über eine steile Flanke den vorbestimmten Voreinspritzdruck zu erreichen und über eine weitere steile Flanke, ohne einen dazwischenliegenden Druckabfall, zum Haupteinspritzdruck zu gelangen. Man kann auf diese Weise sowohl die einzuspritzenden Kraftstoffmengen als auch den exakten Beginn von der Voreinspritzung und Haupteinspritzung festlegen.

Es gibt zu jedem Motorzustand, d. h., zu jeder Kombination von Drehzahl und Last einen bestimmten Verlauf der Optimaleinspritzrate mit den für diesen Motorzustand ein optimaler Wirkungsgrad des Motors und eine niedrige Schadstoff- und Geräuschemission erzielt wird. Der Verlauf einer solchen Einspritzrate läßt sich in einem Diagramm darstellen, bei dem das eingespritzte Kraftstoffvolumen über den Kurbelwinkel aufgetragen ist. Wesentliche Bestimmungsgrößen dabei sind Zeit-

punkt des Spritzbeginns, Zeitpunkt des Beginns der Haupteinspritzung, Dauer der Einspritzung und das während der Voreinspritzung und während der Haupteinspritzung eingespritzte Kraftstoffvolumen. Die vorliegende Erfindung ermöglicht es nun, diese Parameter weitgehend unabhängig voneinander vorzugeben. Somit kann über eine Steuereinrichtung die in Abhängigkeit vom Motorzustand jeweils die optimalen Parameter einstellt, ein für jeden Betriebszustand der Brennkraftmaschine optimale Verhalten erreicht werden.

In einer besonderen Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, daß die Einrichtung zur Einspritzung von Kraftstoff aus dem Mitteldrucksystem durch das Steuerventil realisiert ist, das drei Schaltstellungen aufweist und vorzugsweise als 4/3-Weg-Ventil ausgebildet ist. Die drei Schaltstellungen des Ventiles entsprechen der Ruhelage, der Voreinspritzung und der Haupteinspritzung.

Besonders günstig ist es, wenn das Steuerventil in seiner ersten Stellung den Zylinderraum des Arbeitskolbens mit dem Leckölsystem und den Federraum mit dem Mitteldrucksystem verbindet, daß das Steuerventil in seiner zweiten Stellung sowohl den Zylinderraum des Arbeitskolbens als auch den Federraum mit dem Leckölsystem verbindet und daß das Steuerventil in seiner dritten Stellung den Zylinderraum des Arbeitskolbens mit dem Mitteldrucksystem und den Federraum mit dem Leckölsystem verbindet. Auf diese Weise ist ein besonders einfacher Aufbau des Einspritzsystems möglich.

Vorzugsweise ist die Einrichtung zur Einspritzung von Kraftstoff aus dem Mitteldrucksystem als weiteres Steuerventil ausgebildet, das einen Mitteldruckanschluß aufweist. Es ist zwar prinzipiell möglich, mit einem einzigen Steuerventil das Auslangen zu finden, wenn dieses drei Stellungen, nämlich für die Ruhelage, die Voreinspritzung und die Haupteinspritzung aufweist. Die für schnell laufende Motoren erforderlichen Schaltzeiten werden jedoch am einfachsten dadurch erreicht, daß zwei Steuerventile vorgesehen sind.

Nach einer bevorzugten Ausführungsvariante der Erfindung ist vorgesehen, daß das weitere Steuerventil in einer Stellung den Zylinderraum eines mit der Düsennadel verbundenen Kolbens mit dem Mitteldruckanschluß verbindet, wogegen es in der anderen Stellung diesen Zylinderraum mit dem Leckölschluß in Verbindung bringt. Wenn der Zylinderraum dieses Kolbens mit Kraftstoff gefüllt ist, der unter dem vom Kraftstoffspeicher bereitgestellten Druck steht, so wird die Düsennadel in ihrer geschlossenen Stellung gehalten. Erst wenn durch die Verbindung des Zylinderraumes mit dem Leckölschluß diese Kraft auf die Nadel wegfällt, kann der auf die Druckstufe der Düsennadel wirkende Speicherdruck diese öffnen.

Eine besonders einfache Ausführungsvariante der Erfindung ist gegeben, wenn der Druckraum der Ventila-nadel über ein Rückschlagventil ständig mit einem Mitteldruckanschluß verbunden ist. Das Rückschlagventil verhindert ein Ausströmen von Kraftstoff während der Haupteinspritzung in das Leckölsystem.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiele näher erläutert. Es zeigen schematisch:

Fig. 1 ein erfindungsgemäßes Einspritzsystem samt zugehöriger Kraftstoffversorgung,

Fig. 2 das Einspritzsystem in Ruhestellung,

Fig. 3 bei der Voreinspritzung,

Fig. 4 während der Haupteinspritzung,



Fig. 5 zeigt ein Diagramm, das für das in den Fig. 1 bis 4 dargestellte Einspritzsystem über die Zeitachse die Öffnung der Magnetventile, den Nadelhub und den Einspritzdruck angibt.

Fig. 6 zeigt eine weitere Ausführungsvariante der Erfindung.

Der Pumpenkörper 1 ist mit einer Einspritzdüse 5 über eine Überwurfmutter 10 fest verbunden. Im Pumpenkörper 1 ist ein Pumpenkolben 2 axial verschieblich gelagert, der mit einem Arbeitskolben 3 größeren Durchmessers in Berührung steht. Die Düsenadel 6 wird von einer auf das Druckstück 7 wirkenden Feder 8 in Richtung ihrer Schließstellung belastet. Aus fertigungstechnischen Gründen sind zwischen der Einspritzdüse 5 und dem Pumpenkörper 1 die Bauteile 9a und 9b vorgesehen.

Seitlich am Pumpenkörper 1 ist das Steuerventil 13 und das weitere Steuerventil 14 angeordnet. Diese Steuerventile 13 und 14 werden über eine nicht dargestellte Steuerungseinrichtung über Stromimpulse geschaltet. Die Steuerzeitpunkte  $t_1$ ,  $t_2$  und  $t_3$  werden dabei in Abhängigkeit vom Motorzustand in einer vorbestimmten Weise ermittelt. Die Steuerventile 13 und 14 sind als Magnetventile ausgebildet. Das Steuerventil 13 besitzt einen Niederdruckanschluß 13a, einen Leckölanschluß 13b und einen Mitteldruckanschluß 13c. Analog dazu besitzt das weitere Steuerventil 14 einen Niederdruckanschluß 14a, einen Leckölanschluß 14b und einen Mitteldruckanschluß 14c. Der Niederdruck wird über eine Vorpumpe 15 bereitgestellt, die mit einem Druckventil 16 verbunden ist, das die Höhe des Vordruckes regelt. Eine Drossel 17 erlaubt die Einstellung einer vorbestimmten Durchflußmenge durch das Niederdrucksystem. Der Kraftstoff wird einem Vorratsbehälter 18 entnommen. Der Mitteldruck wird über eine Hochdruckpumpe 26, die mit einem Kraftstoffspeicher 27 verbunden ist, bereitgestellt. Ein Druckregelventil 28 erlaubt die Einstellung des Speicherdruckes.

Der obere Ringraum 40 des Steuerventils 13 steht mit dem Mitteldruckanschluß 13c in Verbindung. Der mittlere Ringraum 41 des Steuerventils 13 steht über eine Leitung 43 mit dem Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 in Verbindung. Der untere Ringraum 42 des Steuerventils 13 ist mit dem Niederdruckanschluß 13a verbunden. In der Ruhestellung befindet sich der Kolben 44 des Steuerventils 13 in seiner unteren Stellung, so daß der mittlere Ringraum 41 mit dem unteren Ringraum 42 in Verbindung steht. Somit liegt auch im Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 über die Leitung 43 der Niederdruck an.

Der obere Ringraum 30 des weiteren Steuerventils 14 ist mit dem Niederdruckanschluß 14a verbunden. Über die Leitung 45 wird der Arbeitskolben 3 druckentlastet. Der mittlere Ringraum 31 des weiteren Steuerventils 14 ist über eine Leitung 36 mit dem Federraum 20, der die Feder 8 aufnimmt, verbunden. Der untere Ringraum 32 des weiteren Steuerventils 14 ist über das Rückschlagventil 33 und die Leitung 35 mit dem Zylinderraum 21 des Pumpenkolbens 2 verbunden. Weiters steht dieser untere Ringraum 32 mit dem Mitteldruckanschluß 14c des weiteren Steuerventils 14 in Verbindung.

Während der Ruhestellung befindet sich der Kolben 46 des weiteren Steuerventils 14 in seiner unteren Stellung. Dabei wird der mittlere Ringraum 31 mit dem unteren Ringraum 32 verbunden. Der am Mitteldruckanschluß 14c anliegende Speicherdruck pflanzt sich nun sowohl über die Leitung 35 in den Zylinderraum 21 und

damit in die Einspritzleitung 23 fort, als auch über die Leitung 36 in den Federraum 20. Der auf der Rückseite der Düsenadel 6 anliegende Speicherdruck hält diese in ihrer geschlossenen Stellung.

Die Voreinspritzung wird durch Ansteuern des weiteren Steuerventils 14 begonnen. Der Kolben 46 gelangt dabei in seine obere Stellung, in der der obere Ringraum 30 mit dem mittleren Ringraum 31 verbunden ist. Auf diese Weise wird über die Leitung 36 eine direkte Verbindung zwischen dem Federraum 20 und dem Niederdrucksystem hergestellt. Der im Druckraum 19 anliegende Speicherdruck kann nunmehr die Düsenadel 6 öffnen, wodurch der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Das Sicherheitsventil 12 ist im Normalbetrieb des Einspritzsystems stets geschlossen und verhindert ein Abströmen des Kraftstoffes aus dem Zylinderraum 21.

Die Haupteinspritzung wird durch Betätigung des Steuerventils 13 eingeleitet. Der Kolben 44 des Steuerventils 13 gelangt dabei in seine obere Lage, in der der obere Ringraum 40 mit dem mittleren Ringraum 41 verbunden ist. Der unter Speicherdruck stehende Kraftstoff gelangt dabei über die Leitung 43 in den Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3. Dieser kann sich dadurch nach unten bewegen und schiebt den Pumpenkolben 2 vor sich her. Der aus dem Zylinderraum 21 verdrängte Kraftstoff gelangt über die Einspritzleitung 23 in den Druckraum 19 und wird weiter in den Brennraum der Brennkraftmaschine eingespritzt. Das Rückschlagventil 33 verhindert ein Abströmen des Kraftstoffes in das Mitteldrucksystem.

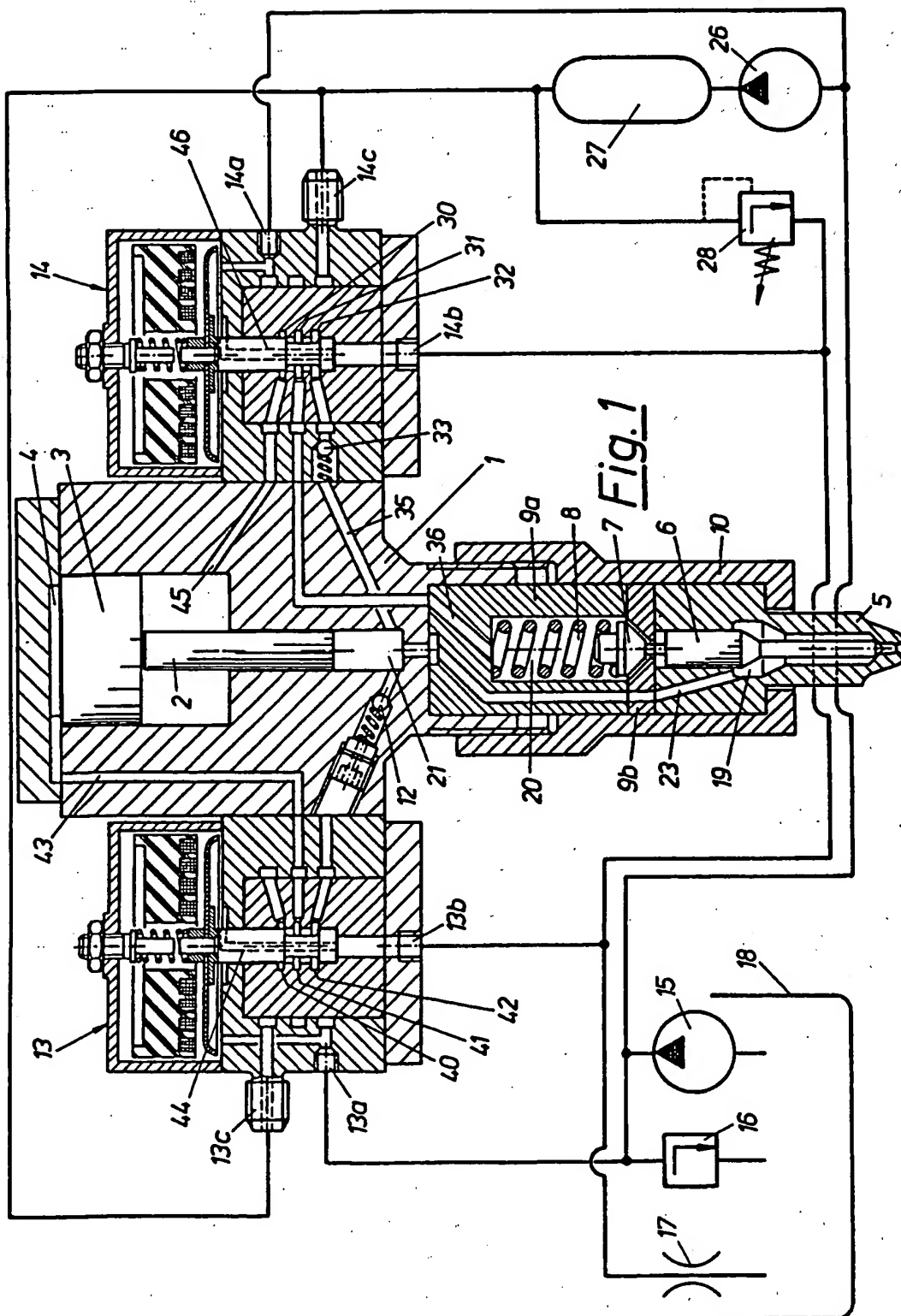
Das Ende der Einspritzung wird durch das Schließen des Steuerventils 13 bewirkt.

In Fig. 5 ist in einem Diagramm der zeitliche Ablauf des Einspritzvorganges aufgetragen. Der Beginn des Einspritzvorganges wird zum Zeitpunkt  $t_1$  durch das Öffnen des weiteren Steuerventils 14 bewirkt. Der Einspritzdruck  $p_e$  steigt dabei bis zum Voreinspritzpunkt  $p_{vor}$  an. Dieser Voreinspritzdruck  $p_{vor}$  entspricht dem Speicherdruck. Die Steilheit des Anstieges  $F_1$  des Einspritzdruckes  $p_e$  ist unabhängig von der Motordrehzahl  $n$ . Entsprechend dem Anstieg  $F_1$  des Einspritzdruckes  $p_e$  erreicht der Nadelhub  $h$  seinen durch einen Anschlag begrenzten Maximalwert.

Zum Zeitpunkt  $t_2$  öffnet zusätzlich das Steuerventil 13, so daß der Einspritzdruck  $p_e$  weiter ansteigen kann. Der erreichbare Maximaldruck  $p_{max}$  ergibt sich im wesentlichen aus dem Produkt des Speicherdruckes mit dem Verhältnis der Querschnittsflächen des Arbeitskolbens zu der Querschnittsfläche des Pumpenkolbens. Die Steilheit des Anstieges  $F_2$  des Einspritzdruckes  $p_e$  ist auch in diesem Fall unabhängig von der Motordrehzahl  $n$ . Der Nadelhub  $h$  verändert sich während des Überganges von der Voreinspritzung zur Haupteinspritzung nicht. Zu einem beliebigen Zeitpunkt während der Haupteinspritzung öffnet das weitere Steuerventil 14. Dadurch wird erreicht, daß zu dem Zeitpunkt  $t_3$ , wenn das Steuerventil 13 schließt und somit die Einspritzung beendet ist, im Federraum 20 der Speicherdruck anliegt. Auf diese Weise wird das Schließen der Nadel 6 unterstützt und ein Nachtropfen von Kraftstoff wird dann verhindert.

Bei der in Fig. 6 dargestellten Ausführungsvariante eines erfindungsgemäßen Einspritzsystems ist das Steuerventil 47 als 4/3-Wege-Ventil ausgebildet. Die Eingangsanschlüsse 48a und 48b sind mit dem Leckölssystem bzw. mit dem Mitteldrucksystem verbunden.

Der Ausgangsanschluß 49a ist über die Leitung 43 mit



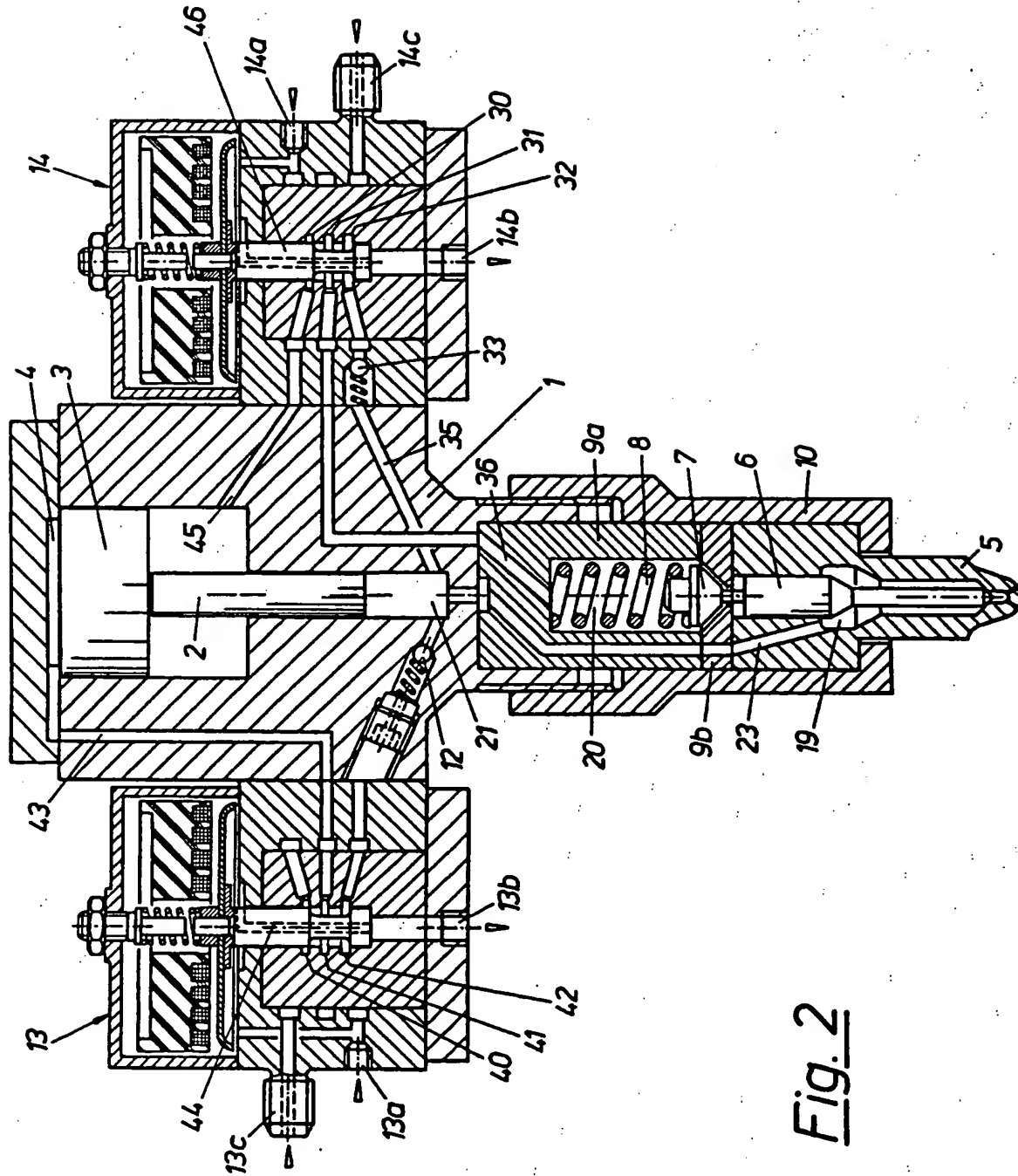


Fig. 2

dem Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 verbunden. Der Ausgangsanschluß 49b ist über die Leitung 36 mit dem Federraum 20 verbunden. Die mit dem Symbol 50a gekennzeichnete Stellung des Steuerventiles 47 entspricht der Ruhestellung. Der Eingangsanschluß 48a ist dabei mit dem Ausgangsanschluß 48b in Verbindung, wodurch der Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 mit dem Leckölsystem verbunden ist. Analog dazu ist über den Eingangsanschluß 48b der Ausgangsanschluß 49b verbunden, wodurch der Federraum 20 mit Mitteldruck beaufschlagt ist. Dadurch wird die Ventilmadel 6 in ihrer Schließstellung festgehalten.

In der mit dem Symbol 50b gekennzeichneten Stellung des Steuerventiles 47 bleibt der Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 weiterhin mit dem Leckölschluß verbunden. In dieser Stellung ist jedoch auch der Federraum 20 in Verbindung mit dem Leckölsystem, so daß der in der Einspritzleitung 23 anliegende Mitteldruck die Düsenadel 6 öffnen kann und die Voreinspritzung mit dem am Druckspeicher 27 anliegenden Mitteldruck durchgeführt wird.

Das Symbol 50c kennzeichnet die Stellung des Steuerventiles 47 während der Haupteinspritzung. Der Federraum 20 bleibt mit dem Leckölsystem verbunden, wogegen der Zylinderraum 4 des Arbeitskolbens 3 mit Speicherdruck beaufschlagt wird. Somit kann sich der Arbeitskolben 3 nach unten bewegen und den Pumpenkolben 2 mitnehmen. Im Zylinderraum 21 baut sich der Einspritzdruck auf.

Mit 51a und 51b sind schematisch Federn angedeutet, die die Funktion des Steuerventiles 47 ermöglichen. Dieses Steuerventil 47 kann dabei so aufgebaut sein, daß durch einen relativ schwachen Impuls zunächst eine Umschaltung von der Ruhestellung in die Stellung der Voreinspritzung gegen den Widerstand der Feder 51b bewirkt wird. Durch einen stärkeren elektrischen Impuls kann der gemeinsame Widerstand der Federn 51a und 51b überwunden und die Haupteinspritzung erreicht werden.

#### Patentansprüche

1. Einspritzsystem für Brennkraftmaschinen, das eine Voreinspritzung und eine anschließende Haupteinspritzung ermöglicht, mit einem Pumpenkolben, der mit einem Arbeitskolben größeren Durchmessers in Verbindung steht, und mit einem Steuerventil, das den Zylinderraum des Arbeitskolbens mit einem Mitteldruckanschluß verbinden kann, dadurch gekennzeichnet, daß eine Einrichtung vorgesehen ist, die eine Einspritzung von Kraftstoff direkt aus dem Mitteldrucksystem ermöglicht.
2. Einspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Einspritzung von Kraftstoff aus dem Mitteldrucksystem durch das Steuerventil (47) realisiert ist, das drei Schaltstellungen aufweist und vorzugsweise als 4/3-Weg-Ventil ausgebildet ist.
3. Einspritzsystem nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Steuerventil (47) in seiner ersten Stellung den Zylinderraum (4) des Arbeitskolbens (3) mit dem Leckölsystem und den Federraum (20) mit dem Mitteldrucksystem verbindet, daß das Steuerventil (47) in seiner zweiten Stellung sowohl den Zylinderraum (4) des Arbeitskolbens (3) als auch den Federraum (20) mit dem Leckölsystem verbindet und daß das Steuerventil (47) in seiner dritten Stellung den Zylinderraum (4) des Arbeits-

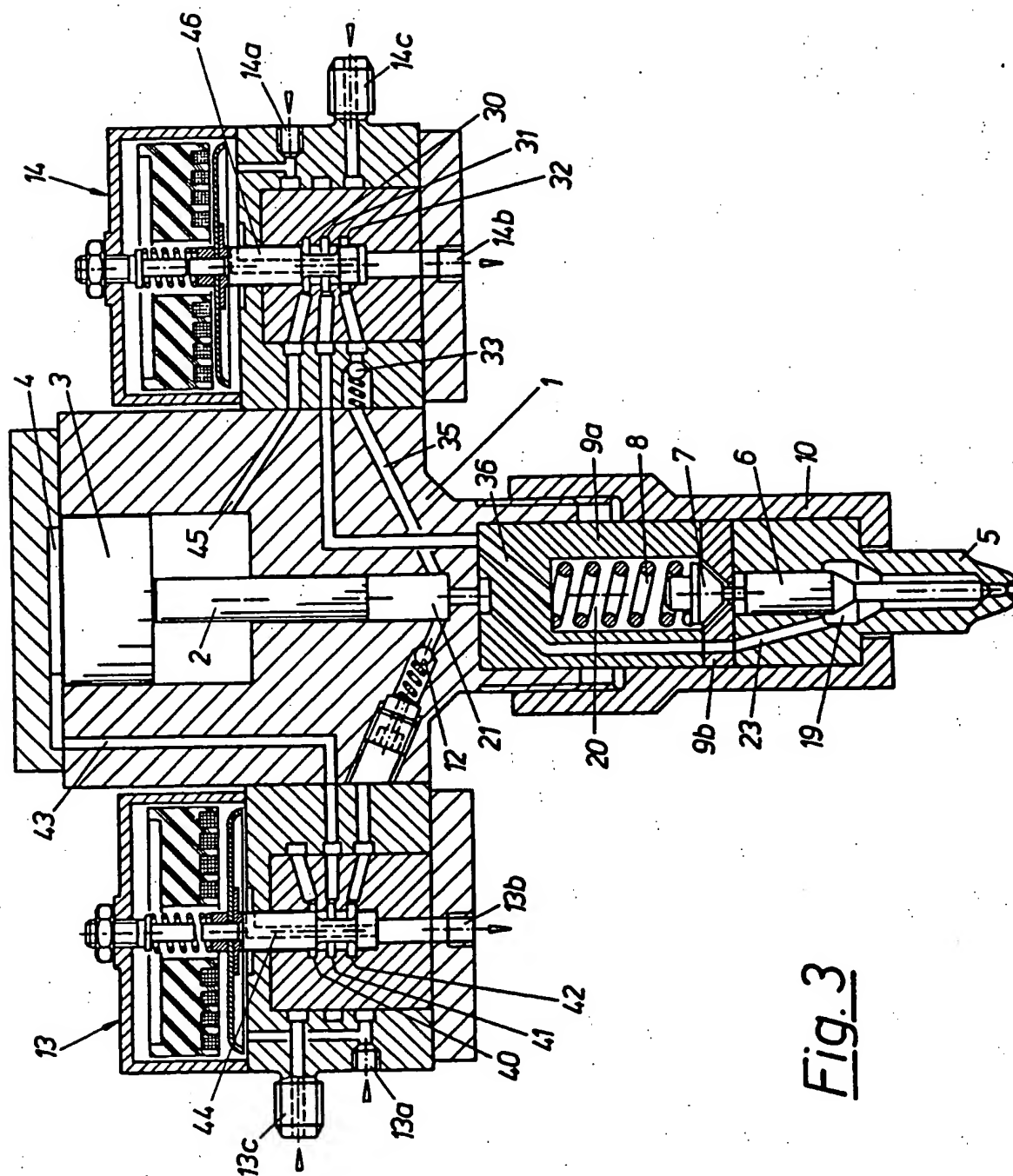
kolbens (3) mit dem Mitteldrucksystem und den Federraum (20) mit dem Leckölsystem verbindet.

4. Einspritzsystem nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Einrichtung zur Einspritzung von Kraftstoff aus dem Mitteldrucksystem als weiteres Steuerventil (14) ausgebildet ist, das einen Mitteldruckanschluß (14c) aufweist.

5. Einspritzsystem nach Anspruch 4, dadurch gekennzeichnet, daß das weitere Steuerventil (14) in einer Stellung den Zylinderraum eines mit der Düsenadel (6) verbundenen Kolbens mit dem Mitteldruckanschluß (14c) verbindet, wogegen es in der anderen Stellung diesen Zylinderraum mit dem Leckölsystem in Verbindung bringt.

6. Einspritzsystem nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß der Druckraum (19) der Düsenadel (6) über ein Rückschlagventil (33) ständig mit dem Mitteldruckanschluß (14c) verbunden ist.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen



**Fig. 3**

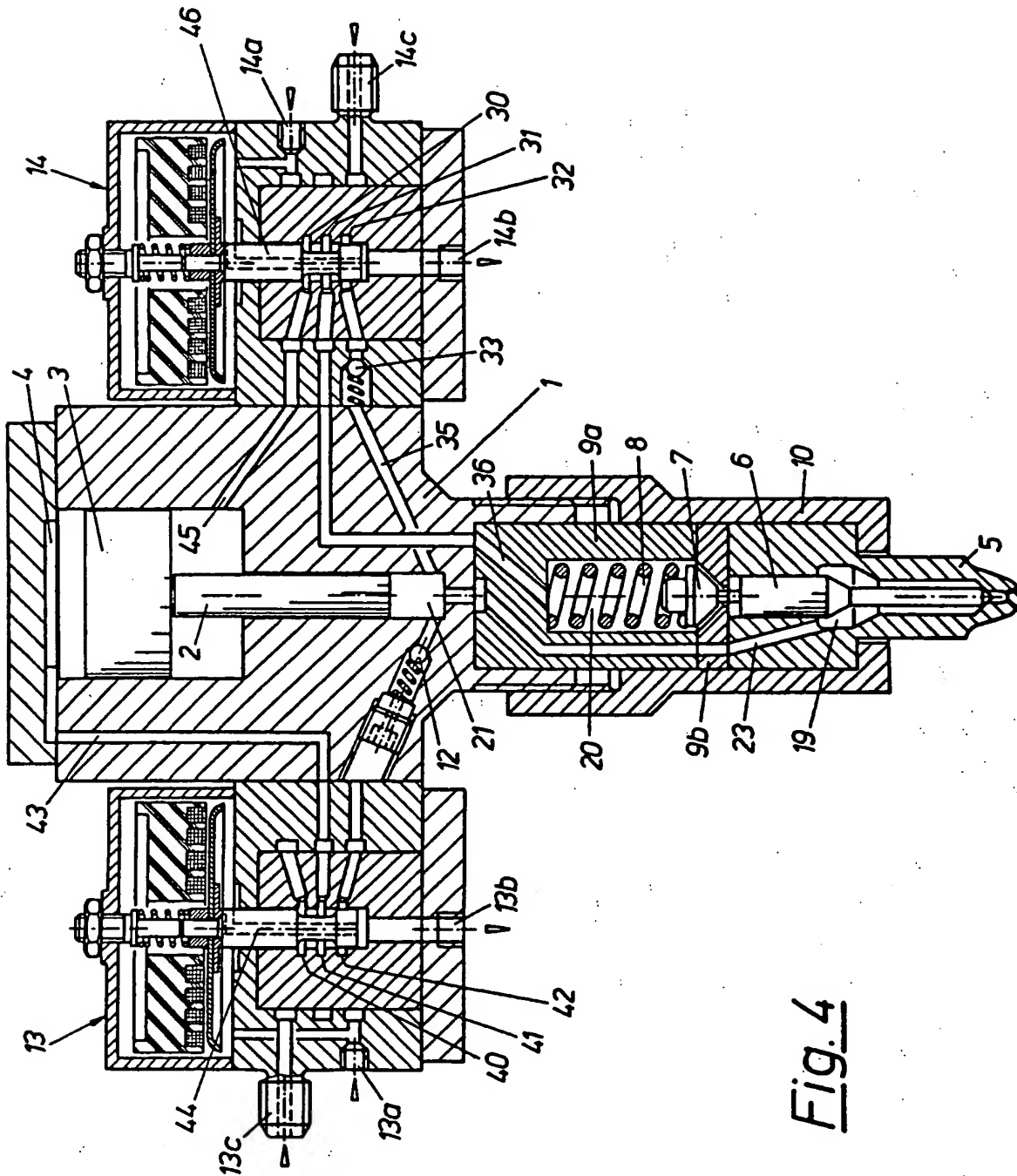


Fig. 4

Fig. 5

